

УДК 662.24.062.002.5

## ОПТИМІЗАЦІЯ ЕНЕРГОСПОЖИВАННЯ В БУРІННІ НА ПРИКЛАДІ ВІБРОСИТА

Ю.М. Бурда

ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15; тел. (03422) 42195;  
e-mail: [burda.iurii@gmail.com](mailto:burda.iurii@gmail.com)

Розглядається проблема зменшення енергоспоживання елементів циркуляційної системи бурової установки, а саме, вібросит. Проаналізовано залежність корисної потужності вібросита від їх пропускної здатності та регульованих експлуатаційних параметрів. Розроблено математичну модель визначення оптимальних значень експлуатаційних параметрів режиму роботи вібросита з врахуванням критеріїв його роботоздатності з необхідними технічними характеристиками та мінімальним енергоспоживанням. Запропоновано графо-аналітичний метод визначення оптимальних значень експлуатаційних параметрів режиму роботи вібросита, що дасть змогу оперативно використовувати дану методику в польових умовах. Подано приклад використання графо-аналітичного методу для конкретних умов однієї з фаз спорудження свердловини. Також в роботі оцінено можливий отриманий ефект зменшення енергоспоживання та зниження навантажень на конструктивні елементи вібросита.

Ключові слова: вібросито, оптимізація енергоспоживання, графо-аналітичний метод.

Рассматривается проблема уменьшения энергопотребления элементов циркуляционной системы буровой установки, а именно, вибросит. Проанализирована зависимость полезной мощности вибросита от их пропускной способности и регулируемых эксплуатационных параметров. Разработана математическая модель определения оптимальных значений эксплуатационных параметров режима работы вибросита с учетом критериев его работоспособности с необходимыми техническими характеристиками и минимальным энергопотреблением. Предложено графо-аналитический метод определения оптимальных значений эксплуатационных параметров режима работы вибросита, что позволит оперативно использовать данную методику в полевых условиях. Подано пример использования графо-аналитического метода для конкретных условий одной из фаз сооружения скважины. Также в работе оценено возможный полученный эффект уменьшения энергопотребления и снижения нагрузок на конструктивные элементы вибросита.

Ключевые слова: вибросито, оптимизация энергопотребления, графо-аналитический метод.

The issue of energy consumption reduction of the drilling rig circulating system elements, in particular shale shakers, is examined. The dependance of shale shaker useful power on the conductive ability and adjustable operational parameters is analysed. The mathematical model for the optimal values operating parameter determination of a shale shaker exploitation mode with the consideration of its operability with necessary technical characteristics and minimization of energy consumption is developed. Graphical and analytical method for the optimal values determination of operating parameter of a shale shaker exploitation mode, that allows a swift use of the given technique in the field conditions, is proposed. The application example of the graphical and analytical method for a certain phase of well drilling is proposed. Besides, in the paper the possible obtained effects of energy consumption reduction and drop of load on the shale shaker construction elements are evaluated.

Keywords: shale shaker, optimization of energy consumption, graphical and analytical method.

**Вступ.** Кошти на придбання енергоносіїв у балансі витрат на спорудження свердловини досягають 13,5% [1]. За умов постійного зростання цін на електроенергію та паливно-мастильні матеріали, задача мінімізації споживання енергії в процесі спорудження свердловини набуває все більшого значення. Під час буріння свердловини найбільш енергоємним процесом є промивання вибою [2], що виконується буровим насосом – одним із складових частин насосно-циркуляційного комплексу бурової установки. Даний комплекс являє собою систему обладнання, призначення якої – виконувати операції з приготування, нагнітання, очищення, дегазації, зберігання та утилізації промивальної рідини.

Високі техніко-економічні показники процесу буріння (механічна швидкість, проходка на долото, календарний час буріння) та, значною мірою, його безаварійність забезпечується насосно-циркуляційним комплексом. Складність його експлуатації пов'язана з великою

кількістю агрегатів, які повинні злагоджено працювати. Таким чином, надійність та роботоздатність насосно-циркуляційного комплексу є важливим фактором у забезпеченні рентабельності та техніко-економічної ефективності процесу спорудження свердловини.

У процесі спорудження свердловини одним з важливих параметрів, який проектується і заноситься у технічний проект та геолого-технічний наряд, є подача буровим насосом промивальної рідини. Даний параметр змінюється в процесі проходки свердловини і залежить від гірничо-геологічних та техніко-економічних умов. Як наслідок, змінюється мінімальна необхідна пропускна здатність обладнання для очищення промивальної рідини. Експлуатація агрегатів циркуляційної системи бурової установки для очищення промивальної рідини розрахована на ступінчасте регулювання режимом їх роботи, що призводить до понаднормового споживання енергії та зниження ресурсу обладнання.

На сьогоднішній день засобам, які б дозволяли змінювати параметри режиму роботи обладнання для очищення промивальної рідини та їх експлуатацію з наперед заданою необхідною пропускною здатністю за умов зменшення енергоспоживання, приділяється недостатньо уваги, а методики розрахунку оптимальних параметрів режиму роботи даного обладнання за мінімальних енерговитрат є відсутніми. Таким чином, актуальною постає проблема дослідження роботоздатності окремих елементів насосно-циркуляційного комплексу бурової установки з урахуванням їх комплексної взаємодії як однієї системи за умов мінімального енергоспоживання.

**Об'єкт дослідження.** Першим елементом системи насосно-циркуляційного комплексу, який розпочинає процес очищення промивальної рідини від вибуреної породи, є вібросито. Застосування вібросита є обов'язковим, оскільки відділення грубодисперсних частинок вибуреної породи – одна з необхідних умов надійної та безвідмовної роботи засобів сепарації дрібнодисперсних фракцій від промивальної рідини. У випадку застосування обважненої промивальної рідини вібросита є фактично єдиними засобами для відділення вибуреної породи, оскільки у більш тонких засобах очищення будуть значні втрати обважнювача, що ускладнить процес підтримання її необхідної густини.

Окрім того, одні з основних елементів вібросита – ситові касети – в процесі експлуатації швидко спрацьовуються, погіршуючи при цьому якість очищення. Ці вузли значно впливають на роботоздатність обладнання та вимагають частої заміни. Наприклад, автори [3] наводять дані, що при спорудженні свердловини глибиною 3000 м з комерційною швидкістю 300 м/(верст·міс) в середньому витрачається 70 ситових касет з розміром комірок  $0,16 \times 0,16$  мм. Таким чином, незважаючи на те, що встановлена потужність вібросита є незначною у порівнянні з потужністю інших елементів циркуляційної системи бурової установки, дослідження їх роботоздатності та оптимізація режиму їх роботи викликає великий інтерес.

**Метою** даного дослідження є розроблення методики визначення оптимальних значень експлуатаційних параметрів режиму роботи вібросита з урахуванням зменшення енергоспоживання. Дана методика забезпечить теоретичну основу розрахунку параметрів регулювання режиму експлуатації вібросита та дасть змогу кількісно оцінити енергоспоживання при встановленні оптимальних параметрів експлуатації обладнання.

Конструкція вібросита з встановленою ситкою певного типорозміру передбачає регулювання режиму його роботи за допомогою чотирьох експлуатаційних параметрів:

- маси дисбалансу віброзбуджувачів;
- ексцентриситету дисбалансу віброзбуджувачів;

- кута сепарації (кут нахилу ситового полотна до горизонту);

- кута вібрації (кут між ситовим полотном та вектором дії результируючої вібросили).

Зміна даних регульованих експлуатаційних параметрів [3-6, 9] викликає зміну пропускної здатності, ефективності очищення промивальної рідини від вибуреної породи та швидкості її транспортування поверхнею сітки. Проте аналіз літератури із вказаної тематики показав відсутність будь-яких теоретичних чи промислових досліджень впливу регульованих експлуатаційних параметрів на енергетичні показники вібросита. Таким чином, першим кроком у створенні методики розрахунку оптимальних значень експлуатаційних параметрів режиму роботи вібросита є встановлення залежності корисної потужності вібросита від даних параметрів.

В практиці буріння свердловин, модель та кількість вібросит вибирають з міркувань забезпечення достатньої пропускної здатності при максимальній подачі бурових насосів [11]. Оскільки пропускна здатність вібросита залежить від багатьох факторів, то для точнішої оцінки розроблено ряд графо-аналітичних методик, які певним чином це враховують.

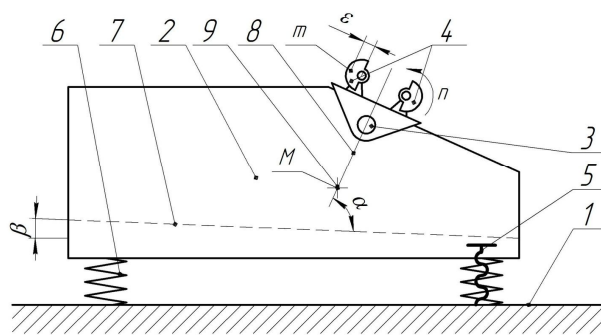
В роботі [4] наведена методика для визначення розміру комірок сітки вібросита, яка полягає у виборі такого типорозміру сітки, який би забезпечував очищення промивальної рідини від вибуреної породи при заданих техніко-економічних (механічна швидкість), технологічних (подача бурових насосів) та гірничо-геологічних (приріст об'ємного вмісту вибуреної породи в промивальній рідині) параметрах буріння. Проте дана методика не враховує впливу реологічних параметрів промивальної рідини на пропускну здатність вібросита.

В дослідженнях [5], згадана вище методика була дещо удосконалена, зокрема вибір типорозміру сітки додатково враховує коефіцієнт колоїдальності вибуреної породи, що розбурюється, а також динамічна в'язкість промивальної рідини. Попри те, методика не передбачає вибору регульованих експлуатаційних параметрів, за допомогою яких відбувається регулювання режиму роботи вібросита, та, відповідно, і його пропускної здатності. Отже, ставимо собі за мету створення математичної моделі, за допомогою якої виконувався б розрахунок значень регульованих експлуатаційних параметрів, що визначають режим роботи вібросита та забезпечення його роботоздатності з заданими технічними характеристиками.

### Вплив регульованих експлуатаційних параметрів вібросита на його енергоспоживання

Розглянемо вібросито, схема якого зображена на рисунку 1. Вібраційне сито складається з станини 1 на пружинах 6 в якій встановлена віброрама 2 масою  $M$ . Два віброзбуджувачі, що складаються з електродвигунів та дисбалансів 4, з'єднуються з віброрамою 2 через опору віброзбуджувачів 3. Для регулювання кута нахилу віброрами 2 та сітки 7, що жорстко зв'язана з

нею, призначений підйомний гвинт 5. Лінія дії віброносили 8 проходить через центр мас віброноси 9.



1 – станина; 2 – віброноси; 3 – опора вібраторів; 4 – дисбаланси; 5 – підйомний гвинт; 6 – пружина; 7 – сітка; 8 – лінія дії віброноси; 9 – центр маси віброноси

Рисунок 1 – Схема віброноси

Пропускную здатність віброноси по воді  $Q_v$  можна представити як сумарну витрату рідини через кожний ситовий отвір [5]

$$Q_v = \omega_1 \cdot W \cdot \sqrt{2 \cdot G \cdot g \cdot H}, \quad (1)$$

де  $\omega_1$  – коефіцієнт опору ситового полотна;

$W$  – сумарна площа отворів ситового полотна;

$G$  – величина, що вказує, у скільки разів віброприскорення рами перевищує прискорення вільного падіння;

$H$  – середня висота шару рідини над ситовим полотном.

Сумарна площа отворів ситового полотна  $W$  визначається наступним чином

$$W = \sum_{i=1}^m F_{0i} = \frac{F \cdot a_{жс}}{100}, \quad (2)$$

де  $F_{0i}$  – площа комірки віброноси;

$m$  – кількість отворів;

$F$  – площа ситового полотна;

$a_{жс}$  – живий переріз сітки, значення якого відомі для кожного типорозміру ситового полотна.

Віброприскорення рами  $a$  визначається за залежністю

$$a = \omega^2 \cdot A, \quad (3)$$

де  $\omega$  – кутова швидкість обертання віброзбудувача;

$A$  – амплітуда коливань віброноси. Остання визначається з формули

$$A = \frac{\sum_{i=1}^{k_{вз}} m_i \varepsilon_i}{M},$$

де  $\sum_{i=1}^n m_i \varepsilon_i$  – сумарний статичний момент мас дисбалансів;

$k_{вз}$  – кількість віброзбудувачів;

$m_i$  – маса  $i$ -го дисбалансу;

$\varepsilon_i$  – ексцентриситет  $i$ -го дисбалансу;

$M$  – маса віброноси.

Приймаючи до уваги те, що віброзбудувачі за параметрами маси  $m$  та ексцентриситету  $\varepsilon$  рівні, отримаємо

$$A = \frac{k_{вз} \cdot m \cdot \varepsilon}{M}. \quad (4)$$

З урахуванням (3) величина  $G$ , яка показує, у скільки разів віброприскорення рами  $a$  перевищує прискорення вільного падіння  $g$ , визначається за формулою

$$G = \frac{a}{g} = \frac{\omega^2 \cdot A}{g}. \quad (5)$$

Залежність питомої пропускної здатності  $q$  віброноси від висоти шару рідини  $H$  на сітці описується рівнянням [6]

$$q = k \frac{a \cdot H^2}{v},$$

де  $k$  – коефіцієнт, що залежить від типорозміру сітки та моделі віброноси;

$v$  – кінематична в'язкість рідини, що очищається.

Оскільки  $q = \frac{Q}{W}$  а також  $v = \frac{\mu_{пр}}{\rho_{пр}}$  вирази-

мо з останньої формули, враховуючи (3) висоту шару рідини  $H$  на сітці

$$H = \frac{1}{\omega} \sqrt{\frac{\mu_{пр} \cdot Q}{\rho_{пр} \cdot k \cdot W \cdot A}}, \quad (6)$$

де  $\mu_{пр}$ ,  $\rho_{пр}$  – відповідно динамічна в'язкість та густина промивальної рідини, що очищається.

Відома формула, що визначає режим роботи віброноси [7]

$$W_0 = \frac{A \cdot \omega^2 \cdot \sin \alpha}{g \cdot \cos \beta}, \quad (7)$$

де  $W_0$  – коефіцієнт режиму роботи віброноси;

$\alpha$  – кут вібрації;

$\beta$  – кут сепарації.

Окрім того, дослідженнями [7] встановлено, що коефіцієнт режиму роботи віброноси повинен знаходитися в межах  $1 < W_0 < 3,3$ . При  $W_0 > 3,3$  віброноси експлуатується з значними динамічними навантаженнями на свої конструктивні елементи.

Виразимо амплітуду коливань  $A$  з формули (7)

$$A = \frac{W_0 \cdot g \cdot \cos \beta}{\omega^2 \cdot \sin \alpha}. \quad (8)$$

Підставляючи вираз (8) у формулу (6) отримаємо наступну залежність

$$H = \sqrt{\frac{\mu_{пр} \cdot Q \cdot \sin \alpha}{\rho_{пр} \cdot k \cdot W \cdot W_0 \cdot g \cdot \cos \beta}}. \quad (9)$$

Коефіцієнт опору  $\omega_1$  з достатньою для практики точністю можна визначити емпіричною залежністю [8]

$$\omega_1 = \frac{\Delta}{1,83},$$

де  $\Delta$  – розмір комірки сітки вібросити, мм.

Для промивання свердловини використовуються здебільшого неньютонівські рідини, характер течії та значення динамічної в'язкості яких відрізняється від притаманних ньютоновським рідинам, зокрема воді, тому формула для визначення пропускної здатності вібросити має враховувати цей факт. Дослідженнями [9] встановлено, що з підвищенням в'язкості промивальної рідини його пропускна здатність значно знижується. Встановлено також, що зниження пропускної здатності вібросити піддається експоненціальній залежності і описується формулою виду

$$Q_{\text{ПР}} = \frac{Q_{\text{в}}}{e^{A \cdot \mu_{\text{ПР}}}}, \quad (10)$$

де  $Q_{\text{ПР}}$  – пропускна здатність вібросити по промивальній рідині;

$A$  – коефіцієнт, що залежить від типу промивальної рідини.

Підставляючи у формулу (10) з урахуванням залежностей (1)-(6) та (9) отримаємо

$$Q_{\text{ПР}} = \frac{\omega_1 \cdot F \cdot a_{\text{ж}} \cdot \omega}{100 \cdot e^{A \cdot \mu_{\text{ПР}}}} \times \sqrt{\frac{2 \cdot k_{\text{вз}} \cdot m \cdot \varepsilon}{M}} \cdot \sqrt{\frac{\mu_{\text{ПР}} \cdot Q_{\text{ПР}} \cdot \sin \alpha}{\rho_{\text{ПР}} \cdot k \cdot W \cdot W_0 \cdot g \cdot \cos \beta}}. \quad (11)$$

В подальших розрахунках для спрощення приймаємо, що  $Q_{\text{ПР}} = Q$ .

Корисна потужність  $N$  приводного двигуна вібробудувача визначається за формулою

$$N = M_{\text{в}} \cdot \omega = M_{\text{в}} \cdot \frac{\pi \cdot n}{30}, \quad (12)$$

де  $M_{\text{в}}$  – момент відцентрових сил інерції вібробудувача;

$n$  – частота обертання вала електродвигуна.

Згідно [10] момент відцентрових сил інерції  $M_{\text{в}}$  вібробудувача рівний

$$M_{\text{в}} = \omega^2 \cdot J_{\text{дб}} = \omega^2 \cdot (J_0 + m \cdot \varepsilon^2), \quad (13)$$

де  $J_{\text{дб}}$  – відцентровий момент інерції дисбалансу відносно осі обертання вала електродвигуна;

$J_0$  – момент інерції дисбалансу відносно осі, що проходить через центр мас дисбалансу.

Підставляючи (13) в (12) і виражаючи кутову швидкість  $\omega$ , отримаємо

$$\omega = \sqrt[3]{\frac{N}{J_0 + m \cdot \varepsilon^2}}. \quad (14)$$

Для отримання залежності виду  $N = f(Q)$  підставимо формулу (14) у (11) і, провівши математичні перетворення, отримаємо

$$N = (J_0 + m \cdot \varepsilon^2) \cdot \left( \frac{Q^3 \cdot \cos \beta}{K^4 \cdot (m \cdot \varepsilon)^2 \cdot \sin \alpha} \right)^{\frac{3}{4}}, \quad (15)$$

де  $K$  – коефіцієнт, що визначається за формулою

$$K = \frac{\omega_1 \cdot F \cdot a_{\text{ж}}}{100 \cdot e^{A \cdot \mu_{\text{ПР}}}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot k_{\text{вз}}}{M}} \cdot \sqrt{\frac{\mu_{\text{ПР}}}{\rho_{\text{ПР}} \cdot k \cdot W \cdot W_0 \cdot g}}. \quad (16)$$

Рівняння (15) дає змогу оцінити вплив регульованих експлуатаційних параметрів вібросити на корисну потужність вібросити. Даний параметр варто відрізнити від корисної потужності електродвигуна, оскільки він визначає необхідну потужність, яка забезпечить експлуатацію вібросити з заданою пропускною здатністю. У виведеній аналітичній моделі прийняті наступні припущення на спрощення:

- враховуємо, що промивальна рідина з вибуреною породою розподілена на ситовому полотні рівномірним шаром;
- нехтуємо моментом інерції ротора електродвигуна;
- сітка в процесі експлуатації абсолютно не забивається вибуреною породою;
- параметри промивальної рідини заміряні на ділянці від зливної лійки до вібросити.

Для прикладу виконаємо розрахунки за розробленою нами математичною моделлю (15) для конкретної ситуації, а саме для вібросити СВ1ЛМ. Вихідні дані для розрахунку приймемо наступними:

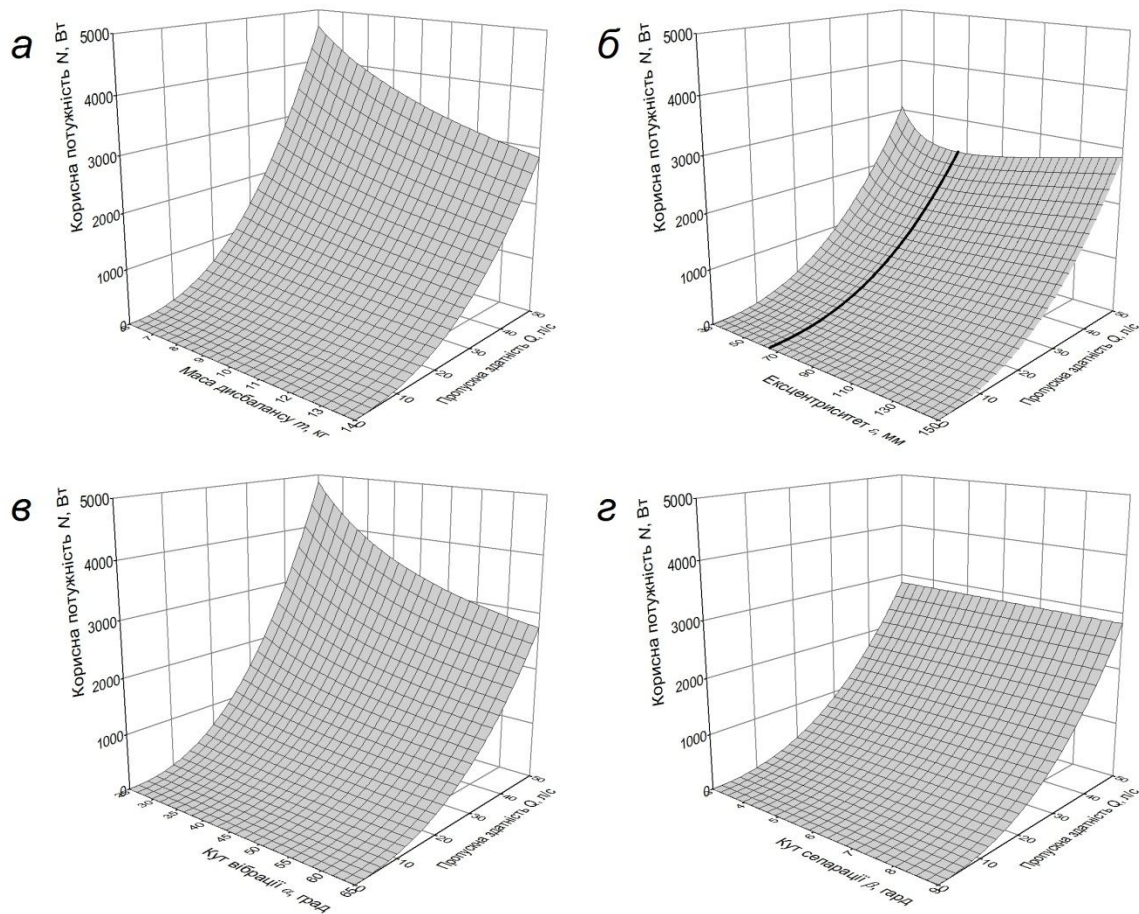
- параметри вібросити: маса віброрами  $M = 900$  кг; кількість вібробудувачів  $k_{\text{вз}} = 2$ ; площа ситового полотна  $F = 2,6$  м<sup>2</sup>; коефіцієнт режиму роботи  $W_0 = 3$ ; коефіцієнт  $k = 8,9 \cdot 10^{-5}$ ; частота обертання вала електродвигуна  $n = 1500$  хв<sup>-1</sup>; момент інерції дисбалансу відносно осі, що проходить через його центр мас  $J_0 = 0,02$  кг·м<sup>2</sup>; тип коливань – лінійні;

- ситове полотно: розмір комірки  $\Delta = 0,16$  мм; живий переріз сітки  $a = 51\%$ ; коефіцієнт опору  $\omega_1 = 0,71$ ;

- параметри промивної рідини: динамічна в'язкість  $\mu_{\text{ПР}} = 20$  мПа·с; густина  $\rho_{\text{ПР}} = 1200$  кг/м<sup>3</sup>; коефіцієнт  $A = 24,4$ .

Графічні залежності корисної потужності від пропускної здатності за різних значень регульованих експлуатаційних параметрів зображені на рисунку 2, а-г. При побудові даних графічних залежностей діапазон значень регульованих експлуатаційних параметрів приймався з міркувань їх відповідності значенням параметрів серійних вібросит різних моделей. Варто зазначити, що пропускна здатність серійного вібросити СВ1ЛМ, для якого проводилися розрахунки, становить  $Q = 45$  л/с (при роботі на сітці з розміром комірки  $0,16 \times 0,16$  мм), а встановлена споживана потужність  $N_{\text{сн}} = 3$  кВт.





а – маси дисбалансів; б – ексцентриситету; в – кута вібрації; г – кута сепарації

**Рисунок 2 – Графічні залежності корисної потужності від пропускної здатності вібростів та регульованих експлуатаційних параметрів**

Проаналізуємо отримані результати. Характер залежностей корисної потужності від пропускної здатності носить однаковий параболічний характер при різних значеннях регульованих експлуатаційних параметрів. Для конкретного значення пропускної здатності порівняно значну зміну корисної потужності викликають зміни параметрів маси дисбалансу та кута вібрації.

Збільшення маси дисбалансу вібробудувача (рисунок 2, а) викликає збільшення сили вібрації, що сприятиме збільшенню амплітуди коливань віброрами. Це, в свою чергу, призведе до зниження корисної потужності вібростів.

Інтерпретація залежності корисної потужності від пропускної здатності при зміні ексцентриситету вимагає детальнішого пояснення. На основі формули (4) та трактування впливу зміни маси дисбалансу на корисну потужність та пропускну здатність вібростів, можна висунути припущення, що вплив зміни ексцентриситету буде мати аналогічний характер. Проте, як видно з рисунку 2, б, залежність корисної потужності від ексцентриситету при будь-якій сталій пропускній здатності має екстремум при  $\varepsilon_{opt}=65$  мм. Таким чином, при даному значенні ексцентриситету корисна потужність для забез-

печення заданої пропускної здатності за умови постійності інших параметрів є мінімальною. В діапазоні значень  $\varepsilon \in [30; 65]$  мм, зі збільшенням ексцентриситету спостерігається зменшення корисної потужності, тобто його вплив є аналогічним впливу дисбалансу, що узгоджується з висловленим вище припущенням. Проте у випадку перевищення значення  $\varepsilon_{opt}=65$  мм залежність змінює характер: зростання ексцентриситету веде до збільшення корисної потужності. Це може пояснюватися тим, що збільшення ексцентриситету викликає значну зміну відцентрового моменту інерції вібробудувача (згідно із степеневу залежністю (13)), і тому значна частина корисної потужності йде на подолання сил інерції. Значення  $\varepsilon_{opt}=65$  мм можна вважати оптимальним, оскільки при експлуатації вібростів з даним значенням параметра за інших рівних умов, енерговитрати на одиницю продуктивності будуть мінімальними.

Кут вібрації визначає кут між ситовим полотном та вектором дії вібростів на частинки вибуреної породи, і, як наслідок, траєкторію руху частинок поверхнею сітки. Зі зменшенням кута вібрації збільшується довжина циклічного переміщення (кроку) частинки, при цьому зменшується кількість кроків від моменту потрап-

ляння частинки на ситову поверхню і до скидання її з поверхні сітки у шламовий бункер. Одночасно зменшується абсолютне значення вертикальної складової вібросили, що діє на частинку вибуреної породи. В комбінації ці два факти спричиняють зростання необхідної потужності для забезпечення однакової продуктивності вібросити, що можна побачити з рис. 2, в.

Кут сепарації в основному впливає на такий параметр, як швидкість транспортування вибуреної породи по поверхні сітки, а оскільки при виведенні формули (15) даний параметр у явному виді не враховувався, то і вплив кута сепарації на корисну потужність є мізерним, що підтверджується рис. 2, г. Тим не менше, зміну корисної потужності при зміні кута сепарації можна пояснити тим, що частково змінюється динаміка системи у зв'язку зі зміною коефіцієнта режиму роботи вібросепаратора (згідно з формулою (7)).

На основі викладеного вище можна зробити висновок, що шляхом зміни значень регульованих експлуатаційних параметрів вібросити можна не лише змінювати параметри режиму його роботи (пропускну здатність, швидкість транспортування вибуреної породи), але і впливати на його енергоспоживання. Це дозволяє перейти до створення методики визначення оптимальних значень експлуатаційних параметрів режиму роботи вібросити.

### Методика визначення оптимальних значень експлуатаційних параметрів режиму роботи вібросити

Визначення значень регульованих експлуатаційних параметрів вібросити для конкретних технологічних та гірничо-геологічних умов проводиться з врахуванням трьох критеріїв оптимальності:

- 1) достатність пропускну здатності вібросити для даного режиму промивання свердловини з конкретним типорозміром сітки;
- 2) створення умов безпечного пуску електродвигуна віброзбуджувача;
- 3) забезпечення раціонального значення швидкості транспортування вибуреної породи поверхнею сита.

До вхідних даних для розрахунку відносимо:

- необхідну пропускну здатність вібросити, що визначається зі значень продуктивності бурового насоса;
- фізико-реологічні параметри промивальної рідини – густину, умовну в'язкість;
- гірничо-геологічні параметри – густину та коефіцієнт колоїдальності вибуреної породи, що відділяються;
- технічні параметри вібросити – масу віброрами, кількість віброзбуджувачів, площу ситового полотна, частоту обертання валу електродвигуна, момент інерції дисбалансу відносно осі, що проходить через його центр маси;
- гідравлічні та геометричні параметри сітки вібросити – коефіцієнт опору, розмір комірки, живий переріз сітки.

Для розрахунків приймаємо такі самі значення вхідних параметрів, які були зазначені раніше.

Параметрами, за допомогою яких встановлюється оптимальний режим роботи вібросити, та які є розрахунковими параметрами, як вже зазначалося вище, регульовані експлуатаційні параметри вібросити, а саме маса дисбалансу, ексцентриситет, кути вібрації та сепарації.

Підставляючи у рівняння (6) залежність (4), отримаємо

$$H = \frac{1}{\omega} \sqrt{\frac{\mu_{\text{ПР}} \cdot Q \cdot M}{\rho_{\text{ПР}} \cdot k \cdot W \cdot A \cdot k_{\text{вз}} \cdot m \cdot \varepsilon}}.$$

Беручи до уваги останній вираз з урахуванням рівнянь (1)-(6) та (9) і виразивши пропускну здатність  $Q$ , отримаємо

$$Q = \sqrt[3]{\frac{K_1^4}{e^{4A \cdot \mu_{\text{ПР}}}} \cdot \varepsilon \cdot m \cdot \mu_{\text{ПР}}}, \quad (17)$$

де значення коефіцієнта  $K_1$  визначається, як

$$K_1 = \frac{\omega_1 \cdot F \cdot a_{\text{ж}}}{100} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot k_{\text{вз}} \cdot \omega}{M}} \cdot \sqrt{\frac{\mu_{\text{ПР}}}{\rho_{\text{ПР}} \cdot k \cdot W}}. \quad (18)$$

В польових умовах в'язкість промивальної рідини вимірюється значенням умовної в'язкості, яка пов'язана з динамічною наступною залежністю [5]

$$T \approx \mu_{\text{ПР}} + 15, \quad (19)$$

де  $T$  – умовна в'язкість, с;  $\mu_{\text{ПР}}$  – динамічна в'язкість промивальної рідини, мПа·с.

Маса  $m$  з ексцентриситетом  $\varepsilon$  зв'язані параметром дисбалансу

$$D = f(\varepsilon, m) = \varepsilon \cdot m. \quad (20)$$

Таким чином, враховуючи (19), (20) та (17), виведемо залежність пропускну здатності  $Q$  від дисбалансу  $D$  та умовної в'язкості  $T$

$$Q = f(D, T) = \sqrt[3]{\frac{K_1^4}{e^{4A(T-15) \cdot 10^{-3}}} \cdot D \cdot (T-15) \cdot 10^{-3}}. \quad (21)$$

Побудуємо графічні залежності  $Q = f(D)$  для різних значень умовної в'язкості  $T$  (рис. 3).

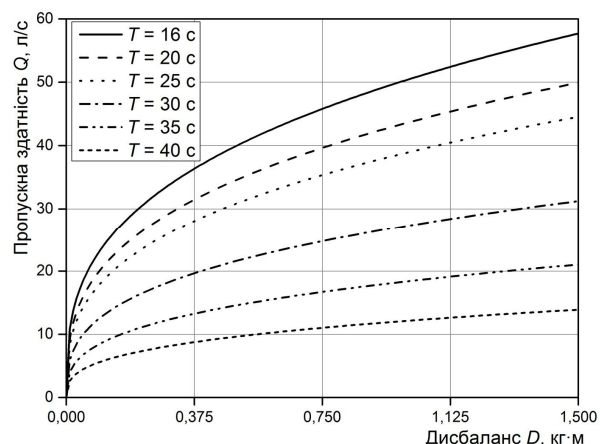


Рисунок 3 – Залежність пропускну здатності вібросити від дисбалансу за різних значень умовної в'язкості

Нормальний запуск електродвигунів вібро-збуджувача відбувається у випадку виконання умови

$$M_n \cdot k_n \geq \varepsilon_\phi \cdot (J_0 + m \cdot \varepsilon^2), \quad (22)$$

де  $M_n$  – номінальний обертовий момент, що розвиває приводний електродвигун віброзбуджувача (приймаємо  $M_n = 10 \text{ Н} \cdot \text{м}$ );

$k_n$  – коефіцієнт перевантаження електродвигуна (приймаємо  $k_n = 2,2$ );

$\varepsilon_\phi$  – кутове прискорення, що визначається за формулою

$$\varepsilon_\phi = \frac{\omega}{\Delta t} = \frac{\pi \cdot n}{30 \Delta t}, \quad (23)$$

де  $\Delta t$  – час, за який електродвигун виходить на номінальний режим роботи (приймаємо  $\Delta t = 2 \text{ с}$ ).

Прирівнюючи обидві частини (22) та виражаючи масу дисбалансу  $m$ , отримаємо

$$m_{\text{макс}} = \frac{\frac{M_n \cdot k_n}{\varepsilon_\phi} - J_0}{\varepsilon^2}. \quad (24)$$

Останнє рівняння визначає максимально допустиму масу дисбалансу  $m$  при певному ексцентриситеті  $\varepsilon$  для забезпечення нормального пуску електродвигуна. У разі її перевищення може відбутися перегорання обмотки.

Підставляючи (24) у (20), отримаємо

$$D = f(\varepsilon) = \frac{\frac{M_n \cdot k_n}{\varepsilon_\phi} - J_0}{\varepsilon}. \quad (25)$$

Будуємо графіки залежності  $D = f(\varepsilon)$  за різних значень маси  $m$  за рівнянням (20) (рис. 4). Додатково будуємо лінію за рівнянням (25), що являє собою границю неробочої зони. Ті частини прямих сімейства  $D = f(\varepsilon)$ , побудовані за рівнянням (20), що знаходяться вище лінії-границі неробочої зони, неможливі для реалізації з даним приводним електродвигуном.

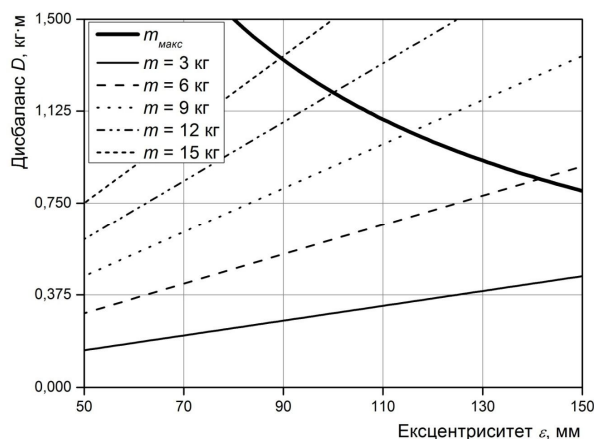


Рисунок 4 – Залежність дисбалансу від ексцентриситету за різних значень маси та визначення неробочої зони приводного електродвигуна

Відома формула [12] для визначення швидкості транспортування вибуреної породи  $V_{mp}$  поверхнею вібро-сити

$$V_{mp} = \frac{a}{g} \cdot (1 + 0,05\beta) \cdot \frac{\rho_{\Pi} - 1800}{42000}, \quad (26)$$

де  $\rho_{\Pi}$  – густина вибуреної породи, від якої очищається промивальна рідина.

Виразимо з (26) дисбаланс у вигляді функції  $D = f(\beta, \rho_{\Pi})$  з врахуванням рівняння (3) і (4)

$$D = f(\beta, \rho_{\Pi}) = \frac{K_2}{(1 + 0,05\beta) \cdot (\rho_{\Pi} - 1800)}, \quad (27)$$

де  $K_2$  – коефіцієнт, що визначається за формулою

$$K_2 = \frac{42000 \cdot g \cdot M \cdot V_{mp}}{k_{\text{вз}} \cdot \omega^2}. \quad (28)$$

Рекомендоване [12] значення швидкості транспортування вибуреної породи ситовою поверхнею вібро-сити для забезпечення ефективного очищення промивальної рідини і попередження скупчування вибуреної породи  $V_{mp} = (0,15 \div 0,2) \text{ м/с}$ . Для подальших розрахунків приймаємо  $V_{mp} = 0,2 \text{ м/с}$ .

За вихідними даними побудуємо за рівнянням (27) графічні залежності дисбалансу  $D$  від кута сепарації  $\beta$  для різних значень густини вибуреної породи  $\rho_{\Pi}$  (рис. 5).

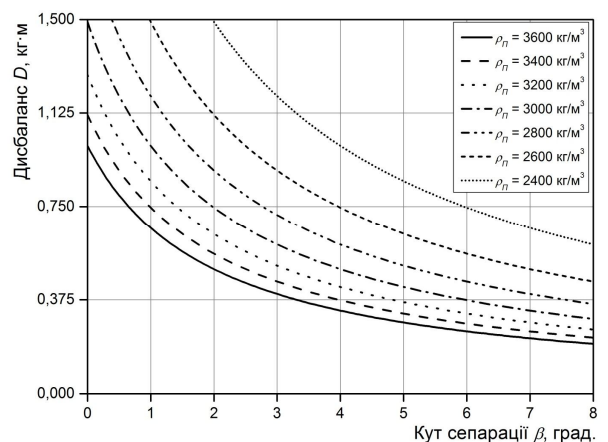


Рисунок 5 – Залежність дисбалансу від кута сепарації для різних значень густин вибуреної породи

Відоме рівняння [5], що описує зв'язок між кутом сепарації  $\beta$ , коефіцієнтом тертя  $f$  між вібраційною сіткою та вибуреною породою та кутом вібрації  $\alpha$  для випадку руху сіткою макроскопічних частинок вибуреної породи

$$\beta = \arctg(f^2 \cdot \tg \alpha). \quad (29)$$

З останньої формули випливає, що кут сепарації при безперервному русі макроскопічних частинок вибуреної породи не залежить в явній формі ні від частоти вібрації, ні від амплітуди коливань, а визначається, в основному коефіцієнтом тертя породи до сітки і кутом вібрації.



У відповідності до результатів дослідження [5], коефіцієнт тертя між сіткою і вибуреною породою залежить від коефіцієнту колоїдальності вибуреної породи  $K_{\Pi}$  та хімічної обробки промивальної рідини і визначається за залежністю

$$f = \frac{0,15 + 0,71 \cdot K_{\Pi}}{\varepsilon_x}, \quad (30)$$

де  $\varepsilon_x$  – величина, що характеризує вплив хімічної обробки промивальної рідини на коефіцієнт тертя (для розрахунків приймаємо  $\varepsilon_x = 1,1$ ).

Підставляючи значення коефіцієнту тертя  $f$  з рівняння (30) до формули (29) і виражаючи кут вібрації  $\alpha$ , отримаємо залежність, що описує взаємозв'язок між кутом сепарації  $\beta$ , коефіцієнтом колоїдальності  $K_{\Pi}$  вибуреної породи та характером хімічної обробки промивальної рідини

$$\alpha = f(\beta, K_{\Pi}) = \arctg \left[ \frac{\operatorname{tg} \beta}{\left( \frac{0,15 + 0,71 \cdot K_{\Pi}}{\varepsilon_x} \right)^2} \right]. \quad (31)$$

Побудуємо графічні залежності кута вібрації  $\alpha$  від кута сепарації  $\beta$  за різних значень коефіцієнта колоїдальності  $K_{\Pi}$  вибуреної породи за рівнянням (31) (рис. 6).

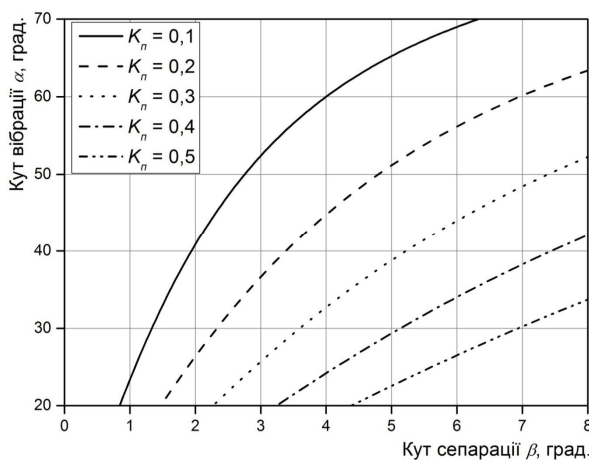


Рисунок 6 – Залежність кута вібрації від кута сепарації за різних значень коефіцієнта колоїдальності вибуреної породи

Отже, використовуючи рівняння (20), (21), (25), (27) і (31), можна розрахувати значення регульованих експлуатаційних параметрів для встановлення режиму роботи вібратора, що задовольняє зазначені вище критерії оптимуму і забезпечить його роботоздатність із заданими технічними характеристиками (пропускною здатністю, швидкістю транспортування вибуреної породи).

Практичне використання в польових умовах розроблених математичних залежностей для вибору оптимальних значень параметрів режиму роботи вібратора ускладнене в зв'язку

з їх громіздкістю. Для спрощення використання методики розробимо графо-аналітичний метод, в якому регульовані експлуатаційні параметри будуть визначатися за допомогою номограм.

Для побудови номограм зводимо графічні залежності на рисунках 3-6 у сумісних діапазонах осей координат, що відповідають за значення експлуатаційних параметрів, які визначаються. Номограма зображена на рисунку 7.

Розглянемо приклад застосування даної номограми. Нехай необхідно забезпечити пропускну здатність вібратора  $Q = 32$  л/с для очищення промивальної рідини з умовною в'язкістю  $T = 20$  с від частинок вибуреної породи з густиною  $\rho_{\Pi} = 2900$  кг/м<sup>3</sup> за коефіцієнта її колоїдальності  $K_{\Pi} = 0,2$ . Для цього в першому квадранті на осі ординат, що відповідає значенням пропускної здатності вібратора, знаходимо точку, що відповідає  $Q = 32$  л/с і через неї проводимо лінію, паралельну осі абсцис до перетину з кривою, яка відповідає значенню умовної в'язкості  $T = 20$  с. Після цього з точки перетину опускаємо перпендикуляр до осі абсцис у другий квадрант і далі до прямої, яка відповідає масі дисбалансу. Значення маси дисбалансу вибираємо з запропонованих на номограмі прямих. При цьому необхідно враховувати той факт, що запуск електродвигуна при параметрах дисбалансу, значення яких попадає у неробочу зону, є неможливим. У прикладі, що розглядаємо, вибираємо масу дисбалансу  $m_1 = 6$  кг. При цьому необхідний ексцентриситет  $\varepsilon_1 = 70$  мм. Після визначення параметрів маси  $m$  та ексцентриситету  $\varepsilon$  переходимо у третій квадрант для визначення кута сепарації у залежності від густини вибуреної породи. Для цього з точки перетину прямої, що відповідає пропускній здатності  $Q = 32$  л/с при умовній в'язкості  $T = 20$  с, опускаємо перпендикуляр до осі абсцис третього квадранту і далі аж до перетину з лінією, що відповідає значенню густини вибуреної породи  $\rho_{\Pi} = 2900$  кг/м<sup>3</sup>, що відділяється. Далі проводимо пряму, що паралельна осі абсцис до перетину з віссю ординат (звідки беремо необхідне значення кута сепарації  $\beta = 5,5^\circ$  у четвертий квадрант до перетину з лінією, що відповідає коефіцієнту колоїдальності  $K_{\Pi} = 0,2$ . Значення кута вібрації  $\alpha = 54^\circ$  визначається проведенням перпендикуляру до осі абсцис.

Для порівняння корисних потужностей визначимо додатково ексцентриситет при  $m_2 = 3$  кг для забезпечення однакового дисбалансу віброзбуджувача. Таким чином  $\varepsilon_2 = 140$  мм. Стандартні параметри дисбалансу, які пропонуються виробником і зазначаються у технічній документації при густині промивальної рідини  $\rho_{\Pi P} = 1200$  кг/м<sup>3</sup> і ситовому полотні з розміром комірки  $0,16 \times 0,16$  мм,  $m_{cm} = 10$  кг та  $\varepsilon_{cm} = 120$  мм, забезпечують пропускну здатність вібратора  $Q = 45$  л/с.



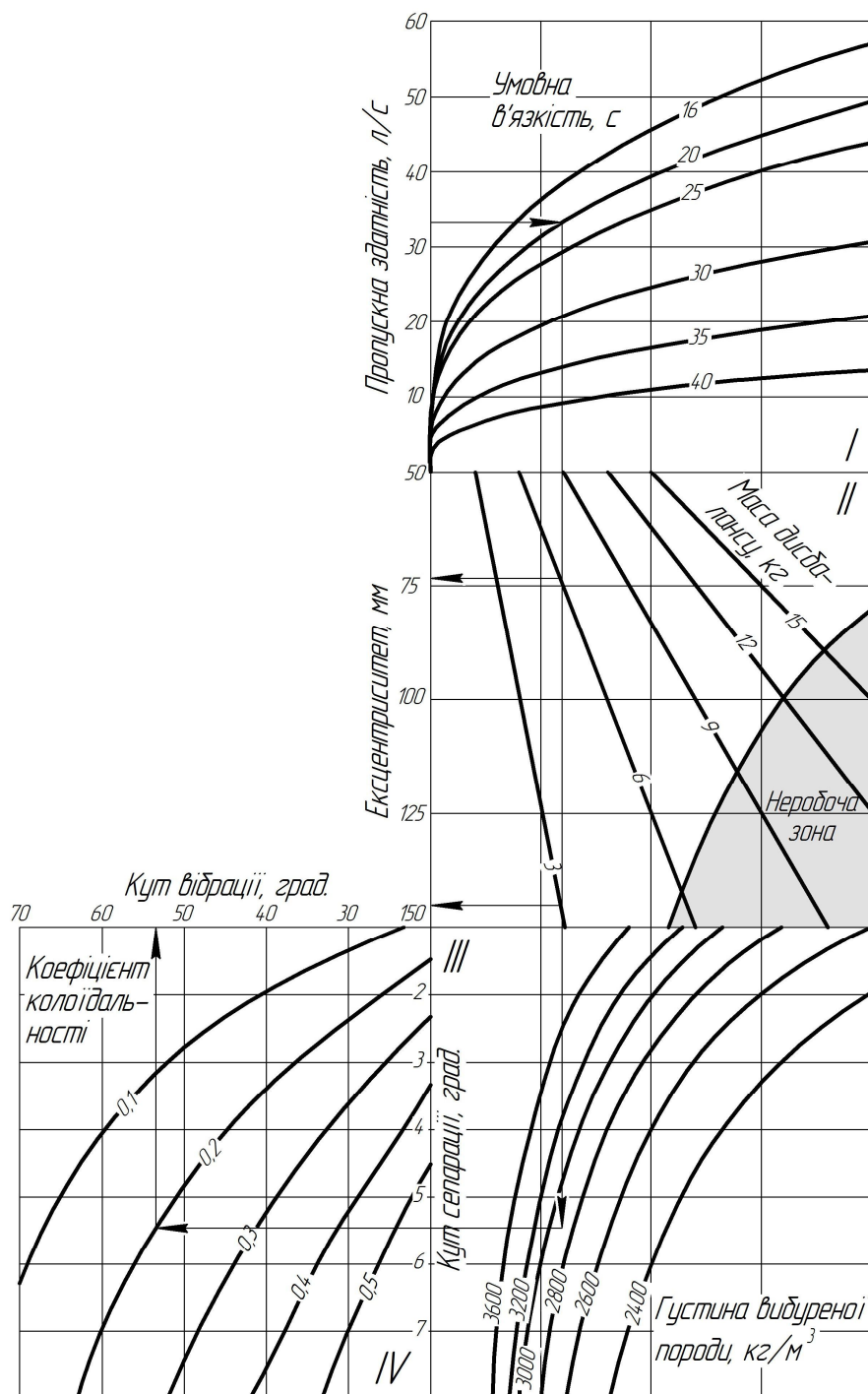


Рисунок 7 – Номограма для визначення оптимальних значень регульованих експлуатаційних параметрів вібратора

Провівши розрахунки за формулами (15) і (16) отримаємо наступні числові значення

$$N_{\text{кор}1} = 1530 \text{ Вт};$$

$$N_{\text{кор}2} = 2433 \text{ Вт};$$

$$N_{\text{кор ст}} = 2470 \text{ Вт}.$$

Як видно з результатів розрахунку, мінімальна корисна потужність забезпечується при значенні ексцентриситету дисбалансу  $\varepsilon_1 = 70$  мм, що є близьким до оптимального значення  $\varepsilon_{\text{опт}} = 65$  мм. Таким чином, при виборі комбі-

нації ексцентриситету  $\varepsilon$  і маси  $m$  у другому квадранті, для реалізації необхідного дисбалансу, що забезпечить задану пропускну здатність, перевагу, за можливості, бажано надавати значенням, які знаходяться в околі  $\varepsilon_{\text{опт}} = 65$  мм. Це забезпечить мінімальну корисну потужність, необхідну для очищення промивальної рідини при заданих умовах. Окрім того, результати розрахунку показали, що найбільше енергоспоживання буде у випадку експлуатації вібратора зі стандартними параметрами. Це можна пояснити тим, що значення пропускну здатно-

## Література

сті при стандартних параметрах дисбалансу є більшим, таким чином і необхідна для очищення промивальної рідини потужність є більшою.

Визначимо відносну зміну енерговитрат віброосита при його експлуатації з оптимальними параметрами регулювання режиму роботи по відношенню до енерговитрат з стандартними параметрами

$$\Delta N = \frac{(N_{кор ст} + N_{кор 1})}{N_{кор ст}} 100\% = \frac{2470 + 1530}{2470} 100\% = 38\% .$$

Розрахуємо у скільки разів зменшиться динамічне навантаження вібробудувача у зв'язку із зміною дисбалансу. Враховуючи рівняння (4), (5) та (20) отримаємо

$$G_{ст} : G_1 : G_2 = m_{ст} \varepsilon_{ст} : m_1 \varepsilon_1 : m_2 \varepsilon_2 = 2,86 : 1 : 1$$

Тобто динамічні навантаження у віброосита зі значеннями регульованих експлуатаційних параметрів, які пропонує виробник, перевищують більш ніж у 2,5 рази динамічні навантаження, які виникатимуть, якщо встановити значення даних параметрів згідно із запропонованою методикою.

## Висновки

Таким чином, встановлення режиму роботи віброосита, шляхом визначення оптимальних значень регульованих експлуатаційних параметрів (маси дисбалансу, ексцентриситету, кутів вібрації та сепарації) за запропонованою методикою окрім зменшення енергоспоживання, дасть змогу зменшити динамічні навантаження на елементи та вузли віброосита. Зокрема збільшиться ресурс роботи підшипників вібробудувача та амортизаторів віброрами. Зменшення амплітуди динамічних навантажень також підвищить довговічність ситового полотна, ресурс якого, як правило, обмежується втомними пошкодженнями. Як наслідок, зменшиться витрата ситового полотна, що дасть додатковий економічний ефект. Розроблений графоаналітичний метод вибору оптимальних значень регульованих експлуатаційних параметрів полегшить використання розробленої математичної моделі у польових умовах.

1 Чудик І. Наукові основи та методологія буріння скерованих свердловин з мінімальними витратами енергії: дис. ... док. техн. наук: 5.15.10 / Чудик Ігор Іванович. – Івано-Франківськ, 2011.

2 Ильский А.Л. Буровые машины, механизмы и сооружения / А.Л. Ильский, В.М. Касьянов, В.Г. Порошин. – М.: Недра, 1967. – 472 с.

3 Булатов А.И. Справочник по промывке скважин / А.И. Булатов, А.И. Пеньков, Ю.М. Проселков. – М.: Недра, 1981. – 317 с.

4 Булатов А.И. Технология промывки скважин / А.И. Булатов, Ю.М. Проселков, В.И. Рябенко. – М.: Недра, 1981. – 301 с.

5 Мищенко В.И. Приготовление, очистка и дегазация буровых растворов / Мищенко В.И., Кортунов А.В. – Краснодар: Издательство «Арт Пресс», 2008. – 336 с.

6 Кичкарь И. Ю. Синтез системы привода буровых вибросит: дис. канд. техн. наук: 05.02.02 / Кичкарь Илья Юрьевич. – Краснодар, 2007.

7 Блехман И.И. Вибрационная механика / Блехман И.И. – М.: Физматлит, 1994. – 400 с.

8 Рябоконь С.А. Утяжелители для буровых растворов и технология их применения. – М.: Недра, 1981. – 320 с.

9 Резниченко И.Н. Приготовление, обработка и очистка буровых растворов / И.Н. Резниченко. – М.: Недра, 1982. – 301 с.

10 Теория механизмов и машин: Учеб. для вузов / К.В. Фролов [и др.]. – М.: Высш. шк., 1987. – 496 с.

11 Баграмов Р.А. Буровые машины и комплексы / Р.А. Баграмов. – М.: Недра, 1988. – 501 с.

12 Johancsik J.B., Grieve W.R. Solids Control Evaluated During Oil-Based Mud Drilling. – Oil and gas Journal, 1987, v. 85, №1, p. 42-45.

Стаття надійшла до редакційної колегії  
07.10.13

Рекомендована до друку  
професором **Крижанівським Є.І.**  
(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)  
канд. техн. наук **Янишевським А.Я.**  
(Відділ технологій видобування нафти  
НДП ПАТ «Укрнафта», м. Івано-Франківськ)